



## AUSLEGESCHRIFT 1 149 958

Z 6700 XII/47h

ANMELDETAG: 9. JUNI 1958

BEKANNTMACHUNG

DER ANMELDUNG

UND AUSGABE DER

AUSLEGESCHRIFT: 6. JUNI 1963

## 1

Die Erfindung bezieht sich auf ein doppelschräg-verzahn­tes Umlaufrädergetriebe mit koaxialen, ledig­lich in den Umlaufrädern geführten inneren Sonnen­rädern.

Die Anwendung von Leistungsverzweigungsgetrie­ben erweist sich in solchen Fällen als besonders vor­teilhaft, bei denen die bekannten Stand- und Umlaufgetriebe wegen zu hoher Drehzahlen und bei bestimmten Übersetzungsverhältnissen, beispielsweise bis zum Verhältnis von 1:2, nicht mehr eingesetzt werden können. In diesen Fällen werden die Um­fangsgeschwindigkeiten und die Fliehkräfte in den Lagern der Planetenräder bei Umlaufgetrieben zu groß. Normale Standgetriebe nehmen darüber hinaus einen oft nicht vorhandenen sehr großen Raum in Anspruch. Das System der Verzweigungsgetriebe, beruht darauf, daß das Moment der Antriebswelle vom Antriebsritzel zunächst auf die erste Stufe mehrerer Zwischenritzel parallel übertragen wird, so daß diese Zwischenritzel nur einen Teil des Dreh­momentes aufzunehmen haben, wonach die zweite Stufe der Zwischenritzel das Drehmoment auf ein Abtriebsritzel der Abtriebswelle abgibt. Es ist hier­bei bekannt, Umlaufrädergetriebe als Leistungs­verzweigungsgetriebe zu verwenden, bei denen die Umlaufräder die Funktion der Zwischenritzel er­füllen. Diesen Getrieben sind hinsichtlich ihrer Ver­wendung Grenzen gesetzt, die von den hohen Flieh­kräften der Umlaufräderträger und von dem be­schränkten Übersetzungsbereich herrühren.

Um die über den Grenzwerten liegenden Betriebs­fälle beherrschen zu können, werden Verzweigungs­getriebe mit Pfeilverzahnung und Lastdruckaus­gleich vorgezogen. Derartige Verzweigungsgetriebe sind in der Praxis bereits entwickelt worden und ver­schieden­lich, besonders wo es sich um die Über­tragung großer Leistungseinheiten und hohen Dreh­zahlen handelt, zur Ausführung gelangt.

Bei der einen bekannten Ausführungsart versucht man, eine gleichmäßige Leistungsteilung dadurch zu erreichen, daß man zwei oder mehr Zweigräderpaare, die auf einer zur Antriebswelle parallelen Welle sitzen, mittels Drehstäben und Zahnkupplungen untereinander verbindet. Der damit erreichbare Lastdruckausgleich in den einzelnen Zweigen ist von der drehelastischen Nachgiebigkeit der Drehstäbe abhängig. Die elastische Verdrehung der Torsionswelle darf aus festigkeits­technischen Gründen einen bestimmten Wert nicht überschreiten, da sonst bei zu hohen Beanspruchun­gen Bruchgefahr besteht. Aus diesem Grunde kann mit dieser bekannten Einrichtung Leistungsteilung nur in begrenztem Umfang erzielt werden.

## Doppelschrägverzahn­tes Umlaufrädergetriebe

Anmelder:

Zahn­räderfabrik Renk Aktiengesellschaft,  
Augsburg, Gögginger Str. 71-81

Dr.-Ing. Heinrich Zink, Göggingen bei Augsburg,  
und Erich John, Augsburg,  
sind als Erfinder genannt worden

## 2

Bei einer anderen bekannten Ausführungsart wird die Leistungsteilung in der Form verwirklicht, daß die beiden Zentralräder geteilt und die einzelnen Ver­zahnungshälften durch je zwei Doppelzahnkupp­lungen mit der An- bzw. Abtriebswelle verbunden werden. Eine bekannte Variante dieses Getriebes weist zwei koaxial zueinander angeordnete Sonnen­räder als An- und Abtrieb auf.

Diese bekannte Konstruktion enthält zweistufige Umlaufräder, deren beide Stufen miteinander starr verbunden sind. Außerdem sind sämtliche Umlauf­räder auf ihren Achsen axial unbeweglich angeord­net. Die Sonnenräder der bekannten Getriebekonstruk­tion müssen sich also nach diesen Umlaufrädern ein­stellen. Aus diesem Grunde sind beide Sonnenräder geteilt ausgebildet. Jede einzelne einfach schräg-verzahn­te Radscheibe der Sonnenräder ist lose in der Verzahnung der Umlaufräder gelagert. Nachdem aber durch diese Einfachschrägverzahnung jede ein­zelne Radscheibe eine axiale Bewegungskomponente erhält, muß zunächst eine Kupplung vorgesehen sein, welche die beiden Radscheiben in der gewünschten Stellung hält. Diese eine Zahnkupplung reicht jedoch nicht aus, um eine Leistungsverzweigung zu be­wirken, sondern es müssen je Sonnenrad noch zwei weitere Zahnkupplungen vorgesehen werden, um die Verbindung mit der Antriebswelle bzw. Abtriebs­welle herbeizuführen.

Daraus ergibt sich zunächst, daß beim Stand der Technik ein erheblicher konstruktiver Aufwand zu verzeichnen ist. Weiterhin ist aus der Tatsache, daß die Umlaufräder als Führungsräder dienen, zwingend herzuleiten, daß die einzelnen Radscheiben der Sonnenräder eine Ausgleichbewegung in der Weise durchführen müssen, daß die Achse der einzelnen

Radscheibe um die ideale Getriebeachse schlingert. Diese räumlichen Eigenbewegungen der Radscheiben besitzen einen sehr schädlichen Einfluß auf den dynamischen Lauf des Getriebes, was zur Folge hat, daß das Getriebe der bekannten Konstruktion unruhig laufen muß, wenngleich eine Leistungsverzweigung vorhanden ist.

Diese Nachteile vermeidet die Erfindung, wobei darüber hinaus als Aufgabe gesetzt ist, ein Leistungsverzweigungsgetriebe mit weniger Bauteilen und demzufolge geringerem konstruktivem Aufwand zu schaffen.

Das Wesen der Erfindung besteht darin, daß die zweistufigen Umlaufräder in einer zwischen den Sonnenrädern liegenden Vertikalebene geteilt und durch Kupplungszähne drehfest miteinander verbunden sind, wobei ein Umlaufrad axial geführt ist und die Einzelräder der anderen Umlaufräder axial beweglich sind und wobei weiterhin Kupplungsringe an den Umlaufrädern getrennt hergestellt und nachträglich mit den Einzelrädern verbunden werden. Dabei erweist es sich als zweckmäßig, daß die getrennt hergestellten Kupplungsringe mit dem Einzelrad verstiftet sind. Es liegt auf der Hand, daß der Gegenstand der Erfindung wesentlich einfacher ausgebildet ist und daher geringere Kosten als beim Stand der Technik verursacht. Das Wesentliche der Erfindung besteht darüber hinaus darin, daß Leistungsverzweigung mit Lastdruckausgleich einerseits und eine überraschende Laufruhe andererseits erreicht werden. Die Ursache hierzu liegt darin, daß durch die dreheinstellbaren Kupplungsglieder der Erfindung die unvermeidlichen Verzahnungsfehler zwischen den Einzelrädern der Umlaufradsätze so weit ausgeglichen werden können, daß als Folge davon die ungelagerten Sonnenräder nur noch einen vernachlässigbar kleinen unvermeidlichen, in seiner Wirkung aber absolut unerheblichen Rundlauffehler besitzen. Würden die dreheinstellbaren Glieder nicht vorhanden sein, dann bestünde sogar die Möglichkeit, daß ohne erhebliche Nacharbeit die Umlaufräder gar nicht montiert werden könnten. Würden alle Umlaufräder im Eingriff stehen, dann müßten die Sonnenräder wegen der Zahnfehler eine erhebliche Schlingerbewegung um ihre Achse ausführen.

Es ist weiterhin ein Getriebe bekannt, das zwar eine der Erfindung ähnliche Aufgabe, jedoch eine vollkommene unterschiedliche konstruktive Gestaltung zeigt. Bei diesem bekannten Getriebe sind das Antriebsritzel und das Abtriebsritzel nicht zueinander coaxial, sondern grundsätzlich achsversetzt angeordnet. Daraus ergibt sich zwangsläufig, daß beide Ritzel ortsfest gelagert sein müssen, wodurch nun weiterhin ein selbsttätiger Lastdruckausgleich und eine geometrische Selbstzentrierung der Ritzel zwischen ihren Rädern verhindert wird. Die elastische Verbindung der beiden voneinander getrennten Zwischenräder durch elastische Zwischenglieder ergibt ohne vorherige genaue Einstellung vielleicht eine ungefähre, aber niemals eine vollkommene Leistungsverzweigung in gleiche Anteile zufolge der durch Verschiedenheiten der Werkstoffe und Ungenauigkeiten der Fertigung bedingten Ungleichheiten der elastischen Zwischenglieder und der möglichen Gleichheit der beiden Verzahnungen der Zwischenräder.

Weitere Einzelheiten der Erfindung ergeben sich aus der Zeichnung. In ihr ist die Erfindung schematisch und beispielsweise dargestellt, und es zeigt

Fig. 1 den Längsschnitt durch ein Verzweigungsgetriebe, dessen Zentralräder über Doppelzahnkupplungen mit der An- bzw. Abtriebswelle verbunden sind,

Fig. 2 den Querschnitt nach der Linie II-II gemäß Fig. 1 und

Fig. 3 den Längsschnitt durch eine Variante gemäß Fig. 1, bei der die Zentralräder über Drehstäbe mit der An- bzw. Abtriebswelle verbunden sind.

Gemäß den Fig. 1 und 3 sind in dem Getriebegehäuse 12 die Hohlachsen 13 vorgesehen, welche zur Getriebeachse den gleichen radialen Abstand besitzen. In Fig. 2 sind drei derartige Hohlachsen 13 veranschaulicht; sie sind im Winkel von  $120^\circ$  zueinander angeordnet. Auf den Hohlachsen 13 sind mittels der Lager 14 die Zweigräderpaare 2, 3 bzw. 2', 3' gelagert, die mit den zentral und coaxial zueinander vorgesehenen Zentralrädern 1 und 4 im Eingriff stehen. Die Zweigräder 2 können hierbei mit dem Zentralrad 1, die Zweigräder 3 mit dem anderen Zentralrad 4 im Eingriff stehen.

Bei pfeilverzahnnten Getrieberädern müssen diese so zueinander angeordnet werden, daß sich alle Räder nach einem axial fixierten Rad selbsttätig einstellen. Um im vorliegenden Falle die axiale Selbsteinstellung der Zweigräder 2 und 3 in den Zentralrädern 1 und 4 zu ermöglichen, werden die Zweigräder 2, 3 geteilt und gelenkig miteinander gekuppelt. Als Verbindungsglieder der jeweils beiden Zweigräder 2 und 3 sind Zahnkupplungen 5 und 6 vorgesehen, die eine axiale Bewegung der beiden Räder gegeneinander zulassen und geringe Winkelverlagerungen gestatten, jedoch in Umfangsrichtung eine drehstarre Verbindung der Zweigräder 2 und 3 sichern.

Aus Montagegründen muß die Stellung der Kupplungsverzahnung 5, 6 zur Laufverzahnung der Zweigräder 2, 3 bei allen Zweigräderpaaren gleich sein. Diese Forderung ist herstellungstechnisch schwer zu erfüllen; man kann sich erfindungsgemäß dadurch behelfen, daß zwei Zahnkupplungen 6 als lose Kupplungsringe ausgebildet und nach erfolgter Einstellung mit einem der Zweigräder verstiftet und verschraubt werden. Die Stellung der anderen Kupplungsverzahnung 5 zur Laufverzahnung kann dann eine beliebige sein.

Ein Zweigräderpaar 2', 3' ist durch die beiden Längslager 15 axial fixiert und fungiert als Führungsräderpaar. Alle übrigen Räder stellen sich zwangsläufig nach der Verzahnung der Führungsräder 2', 3' ein. Die Abstützung der Zweigräder erfolgt auf Lagerbolzen 13, die im Gehäuse 12 fest verankert sind. Die Stirnflächen der hohlen Lagerbolzen sind durch die Scheiben 11 abgedichtet.

Beide Zentralräder 1, 4 sind ungelagert. Die Verbindung mit der An- bzw. Abtriebswelle erfolgt entweder durch gelenkige Doppelzahnkupplungen 7 und 8 (vgl. Fig. 1) oder durch Drehstäbe 9 und 10 (vgl. Fig. 3). Im letztgenannten Fall übernehmen die Drehstäbe 9, 10 die axiale Führung der Räder, und die Längslager 15 kommen in Wegfall.

Wird ein Drehmoment in das Getriebe eingeleitet, so müssen sich sämtliche Räder zwangsläufig axial auf die Verzahnungen der Zentralräder 1, 4 einstellen, die selbst wieder axial in dem Führungsräderpaar 2', 3' fixiert sind. Die ungelagerten gelenkig bzw. elastisch mit der An- bzw. Abtriebswelle verbundenen Zentralräder 1, 4 werden sich unter Last auf Kräftegleichgewicht einstellen. Sie werden sich also

bei Achsabstands- und Teilungsfehlern so weit radial verlagern, bis die Zahndrücke in den einzelnen Zahn-  
eingriffen gleich groß sind. Durch die gelenkige Ver-  
bindung mit den Wellen können sich die beiden Zen- 5  
tralräder 1, 4 auch geringfügig schräg zu ihrer Achse  
verlagern. Dies wird dann eintreten, wenn in der  
Zahnschräge unterschiedliche Fehler vorhanden sind.  
Die Leistungsteilung, die mit dieser Konstruktion er-  
reicht wird, geschieht also durch eine zwangsweise 10  
Selbsteinstellung auf Kräftegleichheit aller an der  
Momentenübertragung beteiligten Getriebeelemente.

An Stelle der Zahnkupplungen 6 können auch wie  
bei elastischen Kupplungen elastische Verbindungs-  
glieder vorgesehen sein.

#### PATENTANSPRÜCHE:

1. Doppelschrägverzahntes Umlaufrädergetriebe  
mit koaxialen, lediglich in den Umlaufrädern ge-  
führten inneren Sonnenrädern, **dadurch gekenn-** 20  
**zeichnet**, daß die zweistufigen Umlaufräder in

einer zwischen den Sonnenrädern (1, 4) liegenden  
Vertikalebene geteilt und durch Kupplungszähne  
(5) drehfest miteinander verbunden sind, wobei  
ein Umlaufrad (2', 3') axial geführt ist und die  
Einzelräder der anderen Umlaufräder (2, 3 und  
2'', 3'') axial beweglich sind und wobei weiterhin  
Kupplungsringe (6) an den Umlaufrädern getrennt  
hergestellt und nachträglich mit den Einzelrädern  
verbunden werden.

2. Getriebe nach Anspruch 1, dadurch gekenn-  
zeichnet, daß die getrennt hergestellten Kupp-  
lungsringe (6) mit dem Einzelrad (3') verstiftet  
sind.

15

In Betracht gezogene Druckschriften:

Deutsche Patentschriften Nr. 346 737, 722 920,  
814 981;

deutsche Auslegeschrift Nr. 1 031 015;

österreichische Patentschrift Nr. 189 469;

britische Patentschrift Nr. 773 458;

USA.-Patentschriften Nr. 1 399 549, 2 496 857.

Hierzu 1 Blatt Zeichnungen

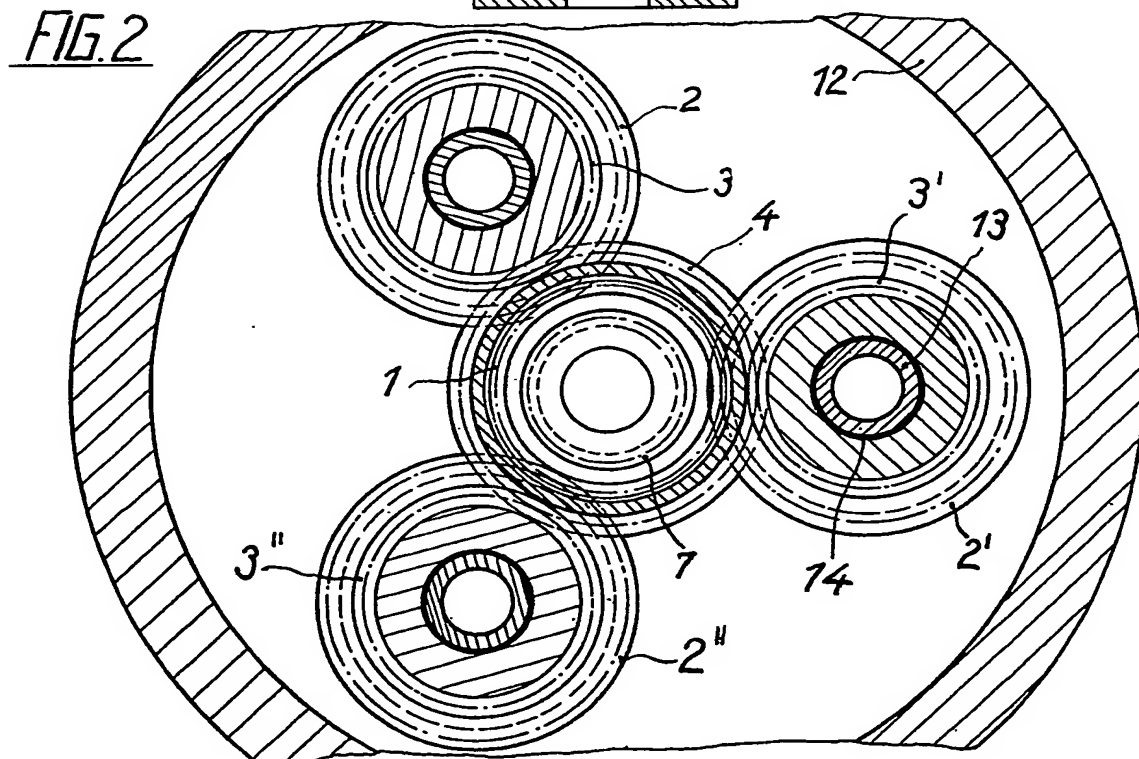
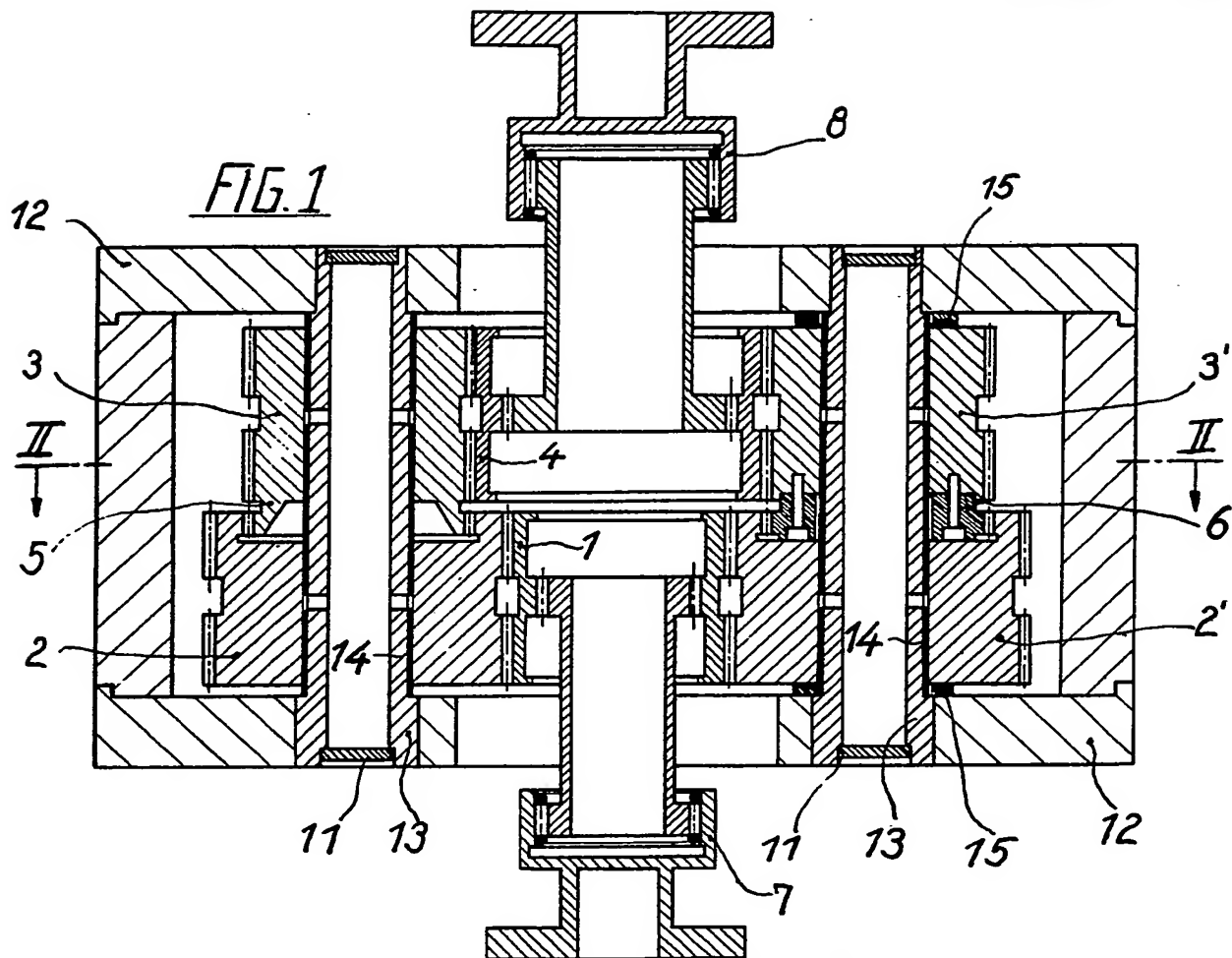
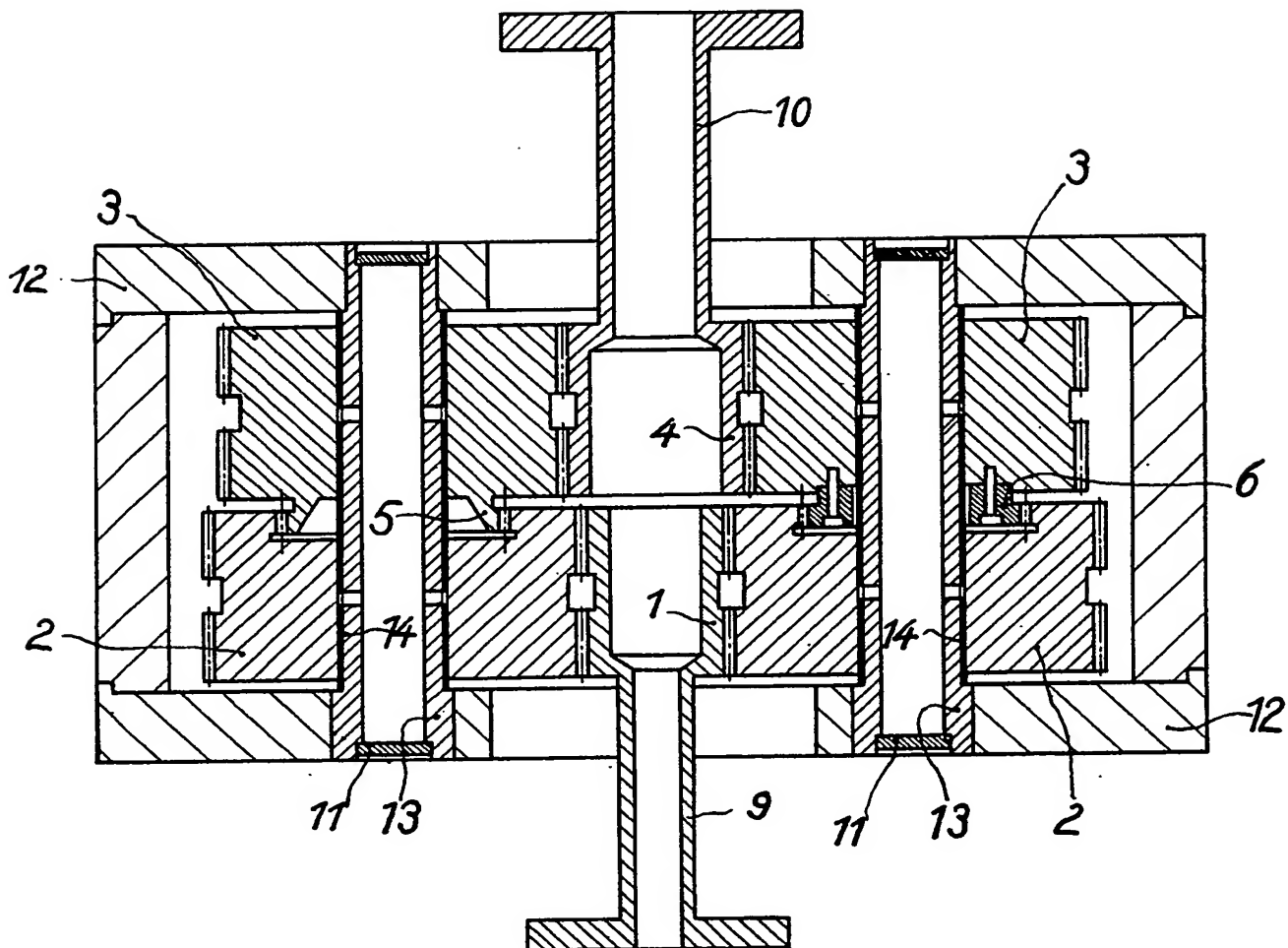


FIG. 3



***This Page Blank (uspto)***

..

## Improvements in or relating to power transmission gearing

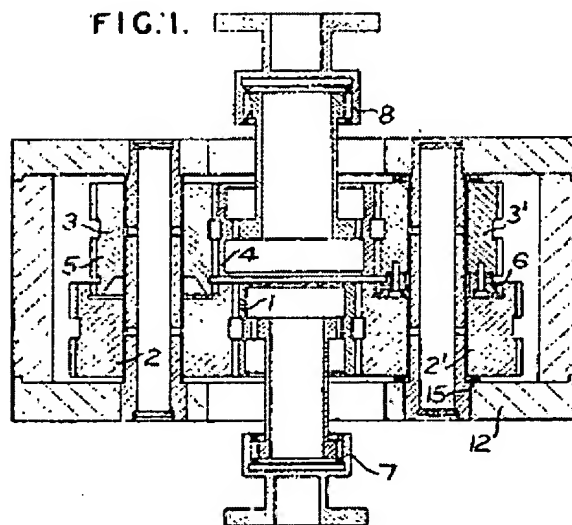
**Patent number:** DE1149958  
**Publication date:** 1963-06-06  
**Inventor:** ZINK DR-ING HEINRICH; JOHN ERICH  
**Applicant:** RENK AG ZAHNRAEDER  
**Classification:**  
 - international:  
 - european: F16H1/22  
**Application number:** DE1958Z006700 19580609  
**Priority number(s):** DE1958Z006700 19580609

Also published as:

 GB897066 (

[Report a data error](#) he

Abstract not available for DE1149958  
 Abstract of corresponding document: **GB897066**  
 897,066. Toothed gearing. ZAHNRAEDER-FABRIK RENK A.G. June 1, 1959 [June 9, 1958], No. 18525/59. Class 80 (1). In a double helical double reduction gearing having a divided power transmission path, coaxial driving and driven gears 1, 4, respectively, mesh with several (three shown) spaced countershaft gear pairs 2, 3 and 2' <SP> 1 </SP>, 3' <SP> 1 </SP> mounted in a housing 12, the gears of each pair being non-rotatably connected, e.g. through splines or elastic couplings 5, or 6, so as to permit angular and axial displacement of their axes, and the driving driven gears are positively located radially merely by engaging the countershaft gear pairs. As shown, one countershaft pair 2 <SP> 1 </SP>, 3' <SP> 1 </SP> is axially located by thrust bearings 15, and the driving and driven gears 1, 4 are connected to their shafts through splined couplings 7, 8, whereby meshing engagement locates the gears 1, 4 both radially and axially. In Fig. 3, not shown, the thrust bearings 15 are omitted and the driving and driven gears are located axially by flexible shafts which replace the couplings 7 and 8. The spline couplings 6 of all but one of the countershaft gear-pairs are adjustably pinned on one of the gear-pairs to accommodate mesh.



Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

DOCKET NO: WWL-8664  
SERIAL NO: 10/536/581  
APPLICANT: Arndt, J. Lechner et al.  
LERNER AND GREENBERG P.A.  
P.O. BOX 2480  
HOLLYWOOD, FLORIDA 33022  
TEL. (954) 925-1100